

ANALISIS KINERJA MESIN PENDINGIN KOMPRESI UAP MENGUNAKAN FE-36 SEBAGAI ALTERNATIF PENGANTI R-22

R Bagus Suryasa Majanasastra¹⁾

¹⁾Dosen Teknik Mesin – Universitas Islam 45 Bekasi
bagus.suryasa@gmail.com

ABSTRACT

This paper introduces developmental fluid FE-36 as potential replacement for R-22. FE-36 is fire extinguishing agent. It is a new fire extinguishing agent that is replacing Halon 1211 in portable extinguishers and other steaming applications. FE-36 is non-corrosive, electrically nonconductive, free of residue, and has zero ozone-depletion potential (ODP). At the last assessment from Environmental Protection Agency (EPA), indicate a very low level of toxicity. Key thermo-physical properties of both fluid material were determined and its thermodynamic performance in a modeling COP testing machine was evaluated thought computational modeling by using Genetron Properties 1.1. Based on data experiment, the COP of FE-36 has analysis and compare to the COP of R-22. Comparison data COP show that average of COP of FE-36 to R-22 is more than 80%.

Keywords : R-22, FE-36, Coefficient of Performance (COP)

1. Pendahuluan

1.1. Latar Belakang Masalah

Jenis fluida pendingin yang saat ini banyak digunakan adalah refrigeran jenis R-22 dan R-134a. Dari berbagai merek dagang yang ada di Indonesia yang memperoleh rekomendasi resmi hanyalah R-134a dengan angka GWP (*Global Warming Potential*) yang masih tinggi. Berdasarkan hasil pengujian yang dikeluarkan oleh badan NOAA, NASA, UNEP, WMO dan EC, kedua jenis bahan ini masih memiliki indeks kerusakan ozon (*Ozone Depletion Potential*) dan indeks pemanasan global GWP (*Global Warming Potential*) yang tinggi. Indeks *ozone depletion potential* (ODP) merupakan rasio prosentase kerusakan ozon dari 1 lb (setara dengan 0.4535924 kg) senyawa *hydrocarbon* terhadap 1 lb dari CFC-11 (Wang, 2000: 9.7). Sedangkan indeks *global warming potential* (GWP) adalah rasio perhitungan pemanasan global dari 1 lb senyawa *hydrochlorofluo* terhadap 1 lb CFC-11, sebagai referensi dalam periode tertentu (Wang, 2000: 9.10).

Pada bulan September 1987 ditindaklanjuti dengan pengesahan Protokol Montreal yang memuat aturan pengawasan produksi, konsumsi dan perdagangan bahan-bahan perusak ozon. Berdasarkan Montreal Protocol dan tindak lanjut pada pertemuan *Viena* pada tahun 1995 yang telah disepakati oleh lebih dari 157 negara, disepakati bahwa semua refrigeran yang mengandung angka indeks ODP maksimum 0.5% boleh digunakan hingga 2020 dan pada tahun 2030 semua refrigeran memiliki indeks ODP 0% (Wang, 2008: 9.10). Hal ini mengindikasikan bahwa penemuan-penemuan baru terkait dengan refrigeran yang ramah terhadap lingkungan, baik refrigeran yang tidak berdampak perusak ozon ataupun yang berpengaruh terhadap pemanasan global sangat diperlukan.

Pemerintah Indonesia telah meratifikasi *Konvensi Wina*, *Protokol Montreal* dan *Amandemen London* melalui Keputusan Presiden Nomor 23 Tahun 1992. Selanjutnya pelaksanaan program perlindungan lapisan ozon di Indonesia difasilitasi oleh Kementerian Negara Lingkungan Hidup sebagai lembaga pengendali dalam upaya pelestarian lingkungan (UNDP-KLH, 2008).

Hasil pengujian NOAA, NASA, UNEP, WMO dan EC diatas telah diseminarkan pada konvensi PBB yang membahas tentang pemanasan global pada tanggal 29-30 Juni 2013 di Bangkok, Thailand. Pada konvensi ini juga dilaporkan bahwa beberapa fluida yang biasa digunakan untuk media pemadam kebakaran yang tidak mempunyai kerusakan terhadap Ozon. Beberapa bahan refrigeran yang memiliki angka indeks ODP dan GWP rendah tersebut adalah Halotron-I dan FE-36. Berdasarkan sifat-sifat termodinamika yang tercantum dalam lembar data teknis (*technical data sheet*), FE-36 bisa digunakan sebagai refrigeran alternatif yang tidak mempunyai dampak perusak ozon dan memiliki pemanasan global yang rendah.

1.2. Batasan Masalah

Dalam pengujian eskperimental ini, pembatasan masalahnya adalah sebagai berikut:

- 1) Percobaan dilakukan dengan mesin kompresi uap satu tingkat di Lab. Teknik Mesin Unisma '45' Bekasi.
- 2) Siklus yang terjadi pada pengujian mesin kompresi uap ini diasumsikan dalam kondisi ideal.
- 3) Jenis fluida yang diujikan sebagai refrigerant adalah fluida FE-36 dan R-22

1.3. Tujuan Penelitian

Tujuan penelitian ini adalah untuk menghasilkan perbandingan C.O.P. (Coefficient of Performance) mesin pendingin kompresi uap dengan menggunakan refrigeran R-22 dan fluida FE-36

1.4. Manfaat Penelitian

- 1) Fluida FE-36 merupakan alternatif refrigeran yang mempunyai tidak merusak lapisan ozon.
- 2) Turut berperan aktif dalam mengurangi dampak pemanasan global.
- 3) Menjadi literatur dalam litbang iptek, khususnya dalam bidang refrigrasi dan pengkondisian udara.

2. Tinjauan Pustaka

2.1. Sistem Refrigrasi

Sistem pendingin didefinisikan sebagai proses mengekstraksi panas dari sumber panas dengan temperatur yang lebih rendah atau media pendingin dan mentransfernya ke temperatur yang lebih tinggi (Wang 2000:9.2). Secara umum sistem refrigrasi yang digunakan pada AC dapat diklasifikasikan dari tipe energi masukan dan proses refrigrasinya, yaitu:

1). Sistem kompresi uap (Vapor Compression system)

Dalam sistem kompresi uap, kompresor mengaktifkan refrigeran dengan mengompresi refrigeran dari tekanan yang lebih tinggi dan tingkat suhu yang lebih tinggi untuk menghasilkan efek pendinginan.

2). Sistem Penyerapan (Absorption System)

Dalam sistem penyerapan, efek pendinginan dihasilkan oleh masukan energi termal. Contoh pada sistem ini adalah heat exchanger (penukar kalor) pada proses pengecoran logam.

3). Sistem ekspansi udara / gas (air or gas expansion system)

Dalam sistem ekspansi udara atau gas, udara atau gas yang dikompresi pada tekanan tinggi dengan energi mekanik, kemudian didinginkan dan diteruskan ke tekanan yang lebih rendah. Efek pendinginan muncul karena suhu udara atau gas turun selama ekspansi.

2.2. Refrigeran

Refrigeran adalah bahan pendingin berupa fluida yang digunakan untuk menyerap kalor melalui perubahan fasa cair ke gas (menguap) dan membuang kalor melalui perubahan fasa gas ke cair (mengembun). Refrigeran merupakan media utama yang digunakan untuk menyerap dan mentransmisikan panas pada sebuah sistem refrigrasi. Refrigeran menyerap panas pada temperatur dan tekanan yang lebih rendah dan melepas panas pada temperatur dan tekanan yang lebih tinggi (Wang, 2000:9.3). Standar keamanan untuk refrigeran berdasarkan standar ANSI / ASHRE 34-1997, adalah sebagai berikut :

- 1) A1 kandungan racun rendah dan tidak terbakar
- 2) A2 kandungan racun rendah dan tingkat keterbakaran yang rendah
- 3) A3 kandungan racun rendah dan tingkat keterbakaran yang tinggi
- 4) B1 kandungan racun tinggi dan tidak terbakar
- 5) B2 kandungan racun tinggi dan tingkat keterbakaran yang rendah
- 6) B3 kandungan racun tinggi dan tingkat keterbakaran yang tinggi

Berdasarkan MSDS (Material Safety Data sheet) FE-36 [HFC-236fa], klasifikasi tingkat keamanannya masuk dalam rating A1. Syarat refrigeran yang baik memiliki sifat-sifat antara lain (Berban, 2013:57):

- 1) Tidak beracun, tidak berwarna, tidak berbau dalam semua keadaan.
- 2) Tidak dapat terbakar atau meledak sendiri, juga bila bercampur dengan udara, minyak pelumas dsb.
- 3) Tidak korosif terhadap logam yang banyak dipakai sistem refrigrasi dan pengkondisian udara.
- 4) Dapat bercampur dengan minyak pelumas kompresor, tetapi tidak merusak minyak pelumas tersebut.
- 5) Struktur kimia yang stabil, tidak boleh terurai setiap kali dimampatkan, diembunkan dan diuapkan.
- 6) Titik dididih rendah. Harus lebih rendah daripada suhu evaporator yang direncanakan.
- 7) Tekanan kondensasi rendah.
- 8) Tekanan penguapan > 1 atm. Jika terjadi kebocoran, udara luar tidak dapat masuk ke dalam sistem.
- 9) Mempunyai kalor laten uap yang besar, agar jumlah kalor yang diambil oleh evaporator dari ruangan jadi besar. Kalor laten merupakan jumlah energi panas yang diperlukan untuk merubah wujud atau fase zat.
- 10) Apabila terjadi kebocoran mudah diketahui dengan alat-alat yang sederhana.

2.2.1 Sifat-sifat Termodinamika Refrigerant R-22,

Sifat-sifat termodinamika refrigeran R-22 pada daur kompresi uap dengan suhu evaporator -15°C (5°F) dan suhu kondensor 30°C (86°F) (Stoecker, 2004 :281) adalah sebagai berikut:

- 1) Tekanan evaporator : 295,8 kPa, setara dengan (42.89 PSI -TDS R22 : 7)
- 2) Tekanan kondensor : 1192,1 kPa setara dengan (172.9 PSI -TDS R22 : 9)
- 3) Perbandingan Tekanan : 4.03
- 4) Efek refrigrasi : 162. 8 kJ/kg
- 5) Aliran uap hisap per kW refrigrasi : 0.476 L/det

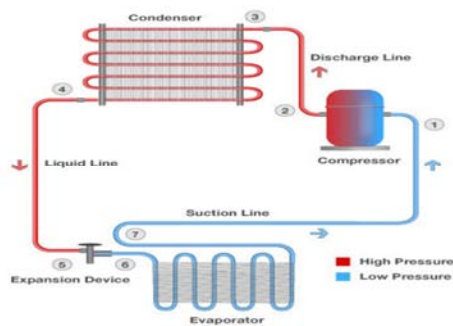
2.2.2 Sifat-sifat Termodinamika Fluida FE-36

Berdasarkan lembar data teknis (Technical Data Sheet) FE-36 halaman 4-4, sifat-sifat termodinamika refrigeran FE-36 suhu evaporator -15°C (5°F) dan suhu kondensor 30°C (86°F) adalah sebagai berikut:

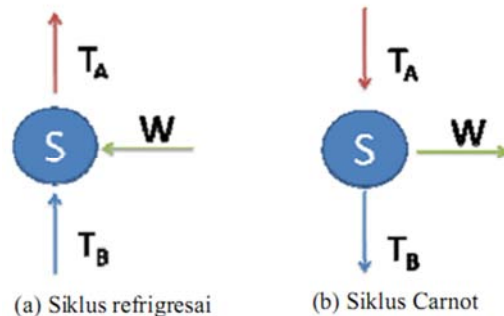
- 1) Tekanan evaporator : 55,43 kPa (8,04 PSI)
- 2) Tekanan kondensor : 321,02 kPa (46,56 PSI)
- 3) Perbandingan Tekanan: 5,8
- 4) Efek refrigerasi : -
- 5) Aliran uap hisap pe kW refrigeran : -

2.5. Siklus Kompresi Uap Ideal

Mesin pendingin kompresi uap bekerja atas dasar siklus Carnot terbalik, dengan fluida kerja yang bersirkulasi membentuk siklus tertutup. Siklus refrigerasi merupakan kebalikan dari siklus Carnot yang membutuhkan kerja untuk memindahkan kalor dari temperatur lebih tinggi. Refrigerasi merupakan kebalikan dari siklus Carnot yang membutuhkan kerja untuk memindahkan kalor dari temperatur yang lebih tinggi.



Gbr 2.12 Diagram Sistem Refrigerasi Kompresi Uap

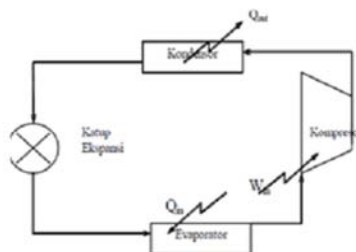


(a) Siklus refrigerasi

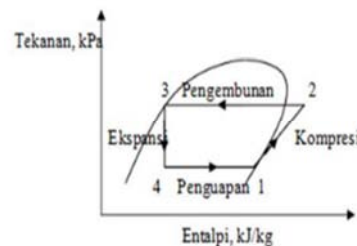
(b) Siklus Carnot

Gambar 2.16 Perbedaan Siklus Refrigerasi dan Carnot

Pada sistem refrigerasi, kompresor bekerja dengan cara membuat perbedaan tekanan, sehingga fluida pendingin dapat mengalir dari satu bagian ke bagian lain dari sistem tersebut. Perbedaan tekanan antara sisi tekanan tinggi dan sisi tekanan rendah menyebabkan bahan pendingin cair dapat mengalir melalui alat pengatur bahan pendingin (pipa kapiler) ke evaporator. Tekanan gas di evaporator harus lebih tinggi dari pada tekanan gas di dalam saluran hisap, agar gas dingin dari evaporator dapat mengalir melalui saluran hisap ke kompresor. Tingkat keadaan refrigeran baik pada kondensor maupun evaporator senantiasa berada pada tingkat keadaan campuran cair-uap, hal ini berkaitan dengan sifat laten zat sehingga refrigeran dapat menyerap dan membuang kalor sebanyak panas spesifik fluida tersebut. Di dalam operasinya, refrigeran selalu bercampur dengan minyak pelumas, hal ini bertujuan untuk mengurangi efek erosi pada instalasi yang akan dilalui refrigeran.



Gbr 2.17 Siklus Refrigerasi Kompresi Uap



Gbr 2.18 Diagram Tekanan vs Entalpi Refrigerasi Kompresi Uap

2.5.1. Proses Kompresi pada kompresor

Proses kompresi berlangsung dari titik 1 ke titik 2. Pada siklus sederhana diasumsikan refrigeran tidak mengalami perubahan kondisi selama mengalir di jalur hisap. Proses kompresi diasumsikan isentropik sehingga pada diagram tekanan-entalpi titik 1 dan titik 2 berada pada satu garis entropi konstan, dan titik 2 berada pada kondisi super panas. Proses kompresi memerlukan kerja dari luar dan entalpi uap naik dari h_1 ke h_2 . Kenaikan entalpi sama dengan besarnya kerja kompresi yang dilakukan pada uap refrigeran. Jadi tujuan proses kompresi adalah untuk menaikkan tekanan refrigeran hingga mencapai tekanan kondenser pada kondisi 2. Pada proses ini terjadi kenaikan temperatur refrigeran. Perpindahan kalor pada proses ini terjadi pada kondisi kompresi isentropik / adiabatik.

2.5.2. Proses Kondensasi

Proses 2-3 terjadi pada kondensor, uap panas refrigeran dari kompresor didinginkan oleh udara luar sampai pada temperatur kondensasi dan uap tersebut dikondensasikan. Pada titik 2'' merupakan titik refrigeran pada kondisi uap jenuh dengan tekanan dan temperatur kondensasi. Jadi proses 2-2'' merupakan proses pendinginan sensible dari temperatur kompresi menuju temperatur kondensasi, dan proses 2''-3 merupakan proses kondensasi uap dari dalam kondensor. Proses 2-3 terjadi pada tekanan konstan, dan jumlah kalor yang dipindahkancelama proses ini adalah beda entalpi antara titik 2 dan titik 3. Pendinginan kondensor dengan tujuan untuk menurunkan kandungan kalor refrigeran. Refrigeran keluar pada kondisi 3 pada fase cair. Perpindahan kalor pada proses ini terjadi pada tekanan konstan (isothermal).

2.5.3. Proses Ekspansi

Proses ekspansi berlangsung dari titik 3 ke titik 4. Pada proses tersebut terjadi suatu proses penurunan tekanan refrigeran dari tekanan kondensasi (titik 3) menjadi tekanan evaporasi (titik 4). Pada saat cairan diekspansikan melalui katup ekspansi atau pipa kapiler menuju evaporator, temperatur refrigeran juga turun dari temperatur kondensasi ke temperatur evaporasi. Proses 3-4 merupakan proses ekspansi adiabatik dimana entalpi fluida tidak berubah sepanjang proses. Penurunan tekanan refrigeran oleh katup ekspansi dengan tujuan untuk menurunkan temperatur refrigerant. Refrigeran pada titik 4 berada pada kondisi campuran antara cairan dan uap.

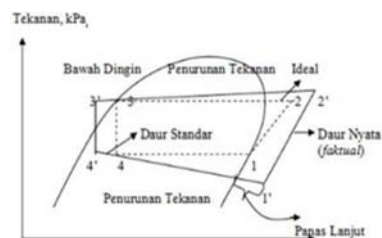
2.5.4. Proses Evaporasi

Proses evaporasi terjadi pada siklus 4-1. Proses evaporasi adalah proses penguapan refrigerasi pada evaporator serta berlangsung pada tekanan konstan. Pada titik 1 seluruh refrigeran berada pada kondisi uap jenuh. Selama proses 4-1 entalpi refrigeran naik akibat penyerapan kalor dari ruang refrigerasi. Besarnya kalor yang diserap adalah beda entalpi antara titik 1 dan titik 4 dan biasa disebut efek pendinginan. Penyerapan kalor bagi benda / ruangan yang akan didinginkan oleh evaporator. Perpindahan kalor pada proses ini terjadi pada tekanan konstan (isobarik).

2.6. Siklus Kompresi Uap Aktual

Siklus kompresi uap yang sebenarnya (aktual) berbeda dari siklus standar (teoritis). Perbedaan ini muncul karena adanya asumsi-asumsi yang ditetapkan dalam siklus standar. Pada siklus aktual terjadi pemanasan lanjut uap refrigeran yang meninggalkan evaporator dan sebelum masuk ke kondensor. Pemanasan lanjut ini terjadi akibat tipe peralatan ekspansi yang digunakan atau dapat juga karena penyerapan kalor di jalur masuk (suction line) antara evaporator dan kompresor. Begitu juga dengan refrigeran cair mengalami pendinginan lanjut atau bawah dingin sebelum masuk ke katup ekspansi atau pipa kapiler. Keadaan di atas adalah peristiwa yang normal dan melakukan fungsi yang diinginkan untuk menjamin bahwa seluruh refrigeran yang memasuki kompresor dalam keadaan 100% uap. Perbedaan yang penting antara daur nyata (aktual) dan standar terletak pada penurunan tekanan di dalam kondenser dan evaporator.

Daur standar dianggap tidak mengalami penurunan tekanan pada kondensor dan evaporator, tetapi pada daur nyata terjadi penurunan tekanan karena adanya gesekan antara refrigeran dengan dinding pipa (friksi). Akibat dari penurunan tekanan ini, kompresi pada titik 1 dan titik 2 memerlukan kerja lebih banyak dibandingkan dengan daur standar.

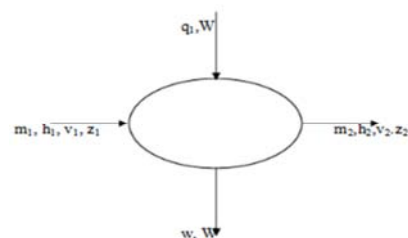


Gbr 2.19 Diagram P-h Refrigerasi Kompresi Uap Aktual

Penjelasan gambar 2.19 di atas adalah sebagai berikut :

- 1) Garis 4-1'' menunjukkan penurunan tekanan yang terjadi pada refrigeran saat melewati suction line dari evaporator ke kompresor.
- 2) Garis 1-1'' menunjukkan terjadinya panas lanjut pada uap refrigeran yang ditunjukkan dengan garis yang melewati garis uap jenuh.
- 3) Proses 1''-2'' adalah proses kompresi uap refrigeran di dalam kompresor.

Pada siklus teoritis proses kompresi diasumsikan isentropik, yang berarti tidak ada perpindahan kalor antara refrigeran dan dinding silinder. Ternyata proses yang terjadi bukan isentropik tetapi politropik.



Gbr 2.20 Keseimbangan energi pada volume kendali

- 4) Garis 2"-3 menunjukkan adanya penurunan tekanan yang terjadi pada pipa-pipa kondensor.
- 5) Sedangkan pada garis 3-3" menunjukkan penurunan tekanan yang terjadi di jalur cair (liquid line)

2.7. Analisis Termodinamika Siklus Kompresi Uap

2.7.1. Persamaan Energi Aliran Steady

Dalam sistem refrigerasi, laju aliran massa dianggap tetap. Keseimbangan energi menyatakan bahwa besarnya energi yang masuk dititik 1 ditambah besarnya energi yang ditambahkan berupa kalor, dikurangi dengan energi yang keluar dalam bentuk kerja yang meninggalkan sistem pada titik 2 sama dengan besarnya perubahan energi didalam volume kendali [Stoecker, 2005: 20]. Gambar 2.20 menunjukkan keseimbangan energi di dalam volume kendali.

Persamaan energi untuk sistem diatas dapat ditulis sebagai berikut (Stoecker, 2005:20):

$$\dot{m} \left[h_1 + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 \right] + q - \dot{m} \left[h_2 + \frac{v_2^2}{2} + gz_2 \right] - W = \frac{dE}{d\theta} \quad (2.27)$$

dengan : \dot{m} = Laju aliran massa (kg/s) h = Entalpi (kJ/kg) v = Kecepatan (m/s)
 z = Ketinggian (m) g = Percepatan gravitasi (m/s²)
 E = Energi sistem (kJ) W = Laju aliran energi dalam bentuk kalor (kJ/s)

Oleh karena aliran steady tidak ada perubahan laju aliran massa pada sistem, maka laju aliran massa yang masuk pada titik 1 sama dengan laju aliran massa yang keluar pada titik 2. Demikian pula tidak ada perubahan harga energi sistem terhadap waktu sehingga, $dE/d\theta = 0$. Persamaan energi aliran steady menjadi (Stoecker, 2005 : 20)

$$\dot{m} \left[h_1 + \frac{v_1^2}{2} + gz_1 \right] + q = \dot{m} \left[h_2 + \frac{v_2^2}{2} + gz_2 \right] + W \quad (2.28)$$

2.7.2. Kerja Kompresi (Wc)

Kerja kompresi / kebutuhan daya kompresor pada siklus ideal merupakan hasil kali laju aliran massa dengan kenaikan entalpi selama proses kompresi isentropik (Stoecker, 2005: 199). Proses kompresi dianggap berlangsung secara adiabatik yang artinya tidak ada kalor yang dipindahkan baik masuk maupun keluar sistem. Dengan demikian harga $d\theta = 0$. Perubahan energi kinetik dan potensial juga diabaikan, sehingga kerja kompresi dirumuskan sebagai berikut (Moran & Sapiro, 2004 : 147):

$$W_c = \dot{m} \cdot (h_2 - h_1) \quad (2.29)$$

W_c = Daya kompresor (kJ/s); \dot{m} = Laju aliran massa refrigeran (kg/s); h_1, h_2 = Entalpi refrigeran pada titik 1 & 2 (kJ/kg)

2.7.3. Proses Evaporasi (Qin)

Pada saat refrigeran melewati evaporator, terjadi penyerapan kalor dari ruangan yang diinginkan sehingga menghasilkan penguapan refrigeran. Pada proses evaporasi dan kondensasi perubahan energi kinetik dan energi potensial diabaikan sehingga harga $(v_2)^2$ dan gz pada titik 1 dan 2 dianggap nol. Karena pada evaporator dan kondensor tidak ada kerja yang dilakukan maka $W = 0$, sehingga laju perpindahan massa dan energi pada kondisi ini dinyatakan dalam persamaan berikut ini (Moran & Sapiro, 2004 : 147):

$$Q_{in} = \dot{m} \cdot (h_1 - h_4) \quad (2.30)$$

Q_{in} = Kerja proses evaporasi / kapasitas refrigerasi (kW), h_1, h_4 = Entalpi pada kondisi 1 dan 4.

Pada pengujian ini kapasitas / efek refrigerasi dihitung berdasarkan energi kalor yang mampu diserap oleh evaporator dan didasarkan atas dasar penurunan kandungan kalor pada udara. Pada pengujian ini beban pendinginan adalah udara yang dialirkan pada evaporator. Pada proses ini kalor yang diserap udara sebesar:

$$Q_u = \dot{m}_u \cdot C_p \cdot \Delta T_u \quad (2.31)$$

$$\dot{m}_u = \rho \cdot A \cdot V \quad (2.32)$$

$$\rho = \frac{P}{R \cdot T} \quad (2.34)$$

A = Luas penampang aliran udara (m²,dapat diukur) V = Kecepatan aliran udara (m/det,dapat diukur)

P = Tekanan mutlak udara (N/m², dapat diukur) R = Konstanta gas ideal udara= 2,4061 kJ/kg.K

\dot{m}_u = Laju aliran massa udara (kg/det) C_p = Panas jenis udara pada tekanan konstan = 0,2403 (kJ/kg.K)

ρ = massa jenis udara (kg/m³) ΔT =Perubahan temperatur udara yang mengalir pada evaporator (K)

2.7.4. Proses Kondensasi

Pada saat refrigeran melewati kondensor, terjadi perpindahan kalor dari refrigeran ke lingkungan yang lebih dingin sehingga menghasilkan pengembunan refrigeran. Laju aliran kalor pada proses kondensasi ini dinyatakan pada persamaan berikut ini (Moran & Sapiro, 2004 : 148):

$$Q_{out} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) \quad (2.35)$$

Q_{out} = Besarnya laju aliran kalor kondensasi (kJ/s); h_2, h_3 = Entalpi refrigeran pada titik 2 dan titik 3(kJ/kg)

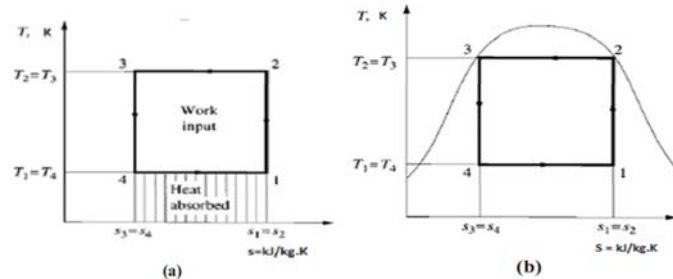
2.7.5. Proses Pengekikan (throttling process)

Proses ini terjadi pada pipa kapiler atau katup ekspansi. Pada proses ini tidak ada kerja yang dilakukan atau ditimbulkan sehingga $W = 0$. Perubahan energi kinetik dan energi potensial dianggap nol. Proses dianggap adiabatik sehingga $q = 0$. Persamaan energi aliran ini adalah :

$$h_3 = h_4 \quad (\text{kJ/kg}) \quad \dots\dots\dots (2.36)$$

2.7.6. Koefisien Kinerja Mesin Pendingin Kompresi Uap (COP)

Performa mesin pendingin ($\text{COP} = \text{Coefficient of Performance}$) didapat melalui siklus berikut. Energi mekanik dibutuhkan oleh kompresor untuk mensirkulasikan refrigeran, pembuangan kalor dilakukan pada kondensor dan pengambilan kalor (tempat benda akan didinginkan) terjadi di evaporator. Untuk mendapatkan kinerja evaporator yang baik refrigeran pada kondensor diturunkan tekanannya oleh sebuah katup ekspansi. Disini terjadi tawar menawar antara rendahnya tekanan refrigeran yang diikuti dengan rendahnya temperatur dengan laju aliran massa refrigeran bersirkulasi.



Gambar 2.21 Siklus refrigerasi Carnot: (a) siklus gas ; (b) vapor cycle. (Wang, 2000:9.20)

COP mesin pendingin kompresi uap dihitung dengan formula sebagai berikut:

$$\text{COP} = \frac{\text{Kerja kompresi}}{\text{efek refrigerasi}} \quad \dots\dots\dots (2.37) \quad \text{COP} = \frac{\dot{m} \cdot (h_1 - h_4)}{\dot{m} \cdot (h_2 - h_1)} \quad \dots\dots\dots (2.38) \quad \text{COP} = \frac{(h_2 - h_1)}{(h_1 - h_4)} \quad \dots\dots\dots (2.39)$$

2.7.7. Laju Aliran Kalor Pada Evaporator

Laju aliran kalor udara evaporator dirumuskan sebagai berikut :

$$Q_{\text{evaporator}} = \dot{m}_{\text{udara evaporator}} (h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) \quad \dots\dots\dots (2.40)$$

$Q_{\text{evaporator}}$ = Laju aliran kalor evaporator (kJ/s), $\dot{m}_{\text{udara evaporator}}$ = Laju aliran massa udara evaporator (kg/s)

h_{in} = Entalpi udara pada sisi masuk evaporator dan dikoreksi pada T_{wb} ruang (kJ/kg)

h_{out} = Entalpi udara pada sisi keluar evaporator dan dikoreksi pada T_{wb} ruang (kJ/kg)

2.7.8. Laju Aliran Udara Evaporator

Laju aliran udara melalui evaporator dirumuskan sebagai berikut :

$$\dot{m}_{\text{udara evaporator}} = \rho_{\text{udara}} \cdot A \cdot V \quad \dots\dots\dots (2.41)$$

A = Luas penampang saluran udara evaporator (m^2),

$\dot{m}_{\text{udara evaporator}}$ = laju massa udara evaporator (kg/s)

V = Kecepatan udara pada saluran udara evaporator (m/s),

ρ_{udara} = Massa jenis udara (kg/m^3)

2.7.9. Laju Aliran Massa Refrigeran

Laju aliran massa refrigeran menyatakan jumlah refrigeran yang disirkulasikan tiap satuan waktu dan dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$\dot{m}_{\text{refrigerant}} = \frac{Q_{\text{evap}}}{h_1 - h_4} \quad \dots\dots\dots (2.42)$$

$\dot{m}_{\text{refrigerant}}$ = Laju aliran massa refrigeran (kg/s)

h_1 = Entalpi refrigeran pada titik 1 (kJ/kg)

Q_{evap} = Laju aliran kalor udara evaporator (kJ/s)

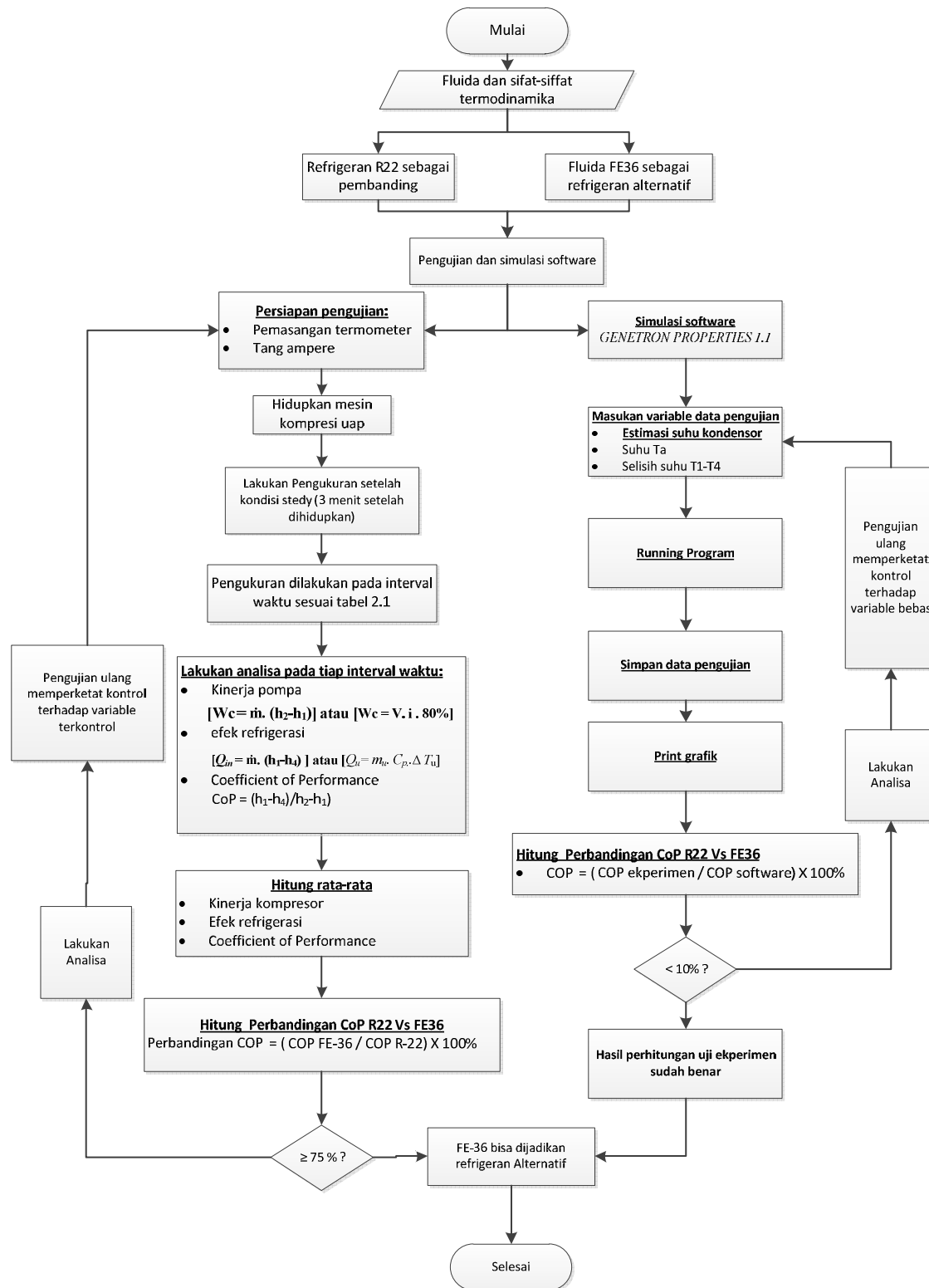
h_4 = Entalpi refrigeran pada titik 4 (kJ/kg)

3. Metode Penelitian

3.1. Bahan Penelitian

Bahan yang digunakan dalam penelitian ini adalah fluida FE-36 sebagai fluida yang diajukan dalam penelitian dan refrigeran R-22 sebagai refrigeran pembanding.

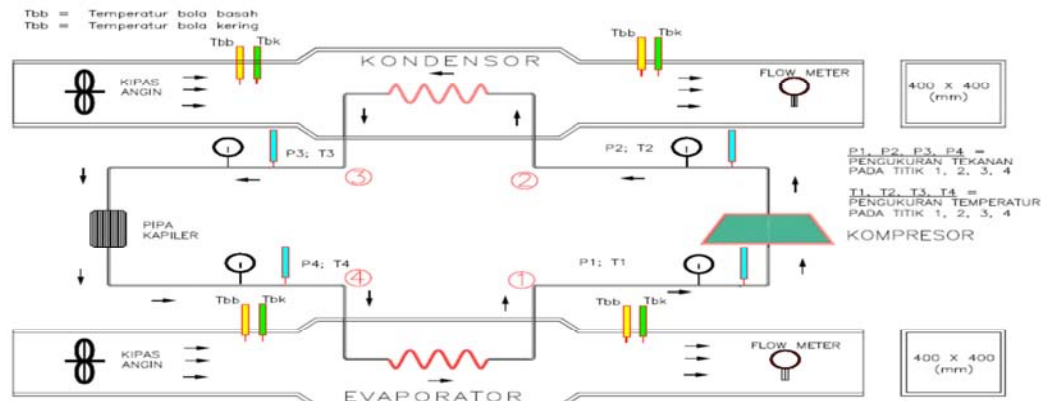
3.2. Diagram Alur Penelitian



Gambar 3.15 Diagram alur penelitian

3.3. Alat Penelitian

Alat penelitian yang akan digunakan dalam penelitian ini adalah Alat Percobaan Mesin Pendingin Kompresi Uap, dengan diagram sebagai berikut :



Gambar 3.1. Skema Alat Percobaan Mesin Pendingin

3.4. Tempat Penelitian dan Waktu

Tempat dan waktu pengambilan data dilakukan di Laboratorium Teknik Mesin UNISA "45 Bekasi, pada tanggal 31 Januari 2014, dan 5 Februari 2014.

4. Analisis Hasil Pengujian

4.1. Analisa Data Pengujian Refrigeran R-22 dan Fluida Fe-36

Data hasil pengujian uji prestasi mesin kompresi uap untuk refrigeran FE-36 dan R-22 adalah sebagai berikut :

Tabel 4.1.a. Tabel Pengujian Refrigerasi FE-36

No.	Saluran udara evaporator					Saluran udara kondensor					Aliran Refrigeran dalam pipa							
	Saluran Masuk		Saluran Keluar		Kecepatan udara	Saluran Masuk		Saluran Keluar		Kecepatan udara	Keluar Evaporator		Masuk Kondensor		Keluar Kondensor		Masuk Evaporator	
	tbb	tbc	tbb	tbc		tbb	tbc	tbb	tbc		P1	T1	P2	T2	P3	T3	P4	T4
	[Dalam °C]	[Dalam °C]	[Dalam °C]	[Dalam °C]		[Dalam °C]	[Dalam °C]	[Dalam °C]	[Dalam °C]		kPa	°C	kPa	°C	kPa	°C	kPa	°C
1	25	29	22	22	1,1	25	29	29	36	0,9	142	12	704	61	704	51	155	7
2	25	30	21	22	1,3	26	30	32	49	1,0	142	12	914	71	914	60	157	7
3	25	30	21	22	1,4	26	30	34	54	1,2	154	14	914	70	914	59	174	9
4	25	30	21	22	1,5	26	30	34	55	1,5	172	17	914	70	914	59	189	12
5	25	30	21	22	1,6	26	30	34	56	1,5	172	17	961	72	961	61	195	12

1 PSI = 6,8948 kPa

Tabel 4.1.b Data Pengujian Refrigeran R-22

No.	Saluran udara evaporator					Saluran udara kondensor					Aliran Refrigeran dalam pipa							
	Saluran Masuk		Saluran Keluar		Kecepatan udara	Saluran Masuk		Saluran Keluar		Kecepatan udara	Keluar Evaporator		Masuk Kondensor		Keluar Kondensor		Masuk Evaporator	
	tbb	tbc	tbb	tbc		tbb	tbc	tbb	tbc		P1	T1	P2	T2	P3	T3	P4	T4
	[Dalam °C]	[Dalam °C]	[Dalam °C]	[Dalam °C]		[Dalam °C]	[Dalam °C]	[Dalam °C]	[Dalam °C]		PSI	°C	PSI	°C	PSI	°C	PSI	°C
1	25	28	22	24	1,0	25	28	22	25	0,9	90	19	329	106	329	37	95	7
2	25	28	22	24	1,1	26	28	29	44	1,0	90	18	295	97	295	49	99	7
3	25	28	22	24	1,5	26	28	31	50	1,2	108	17	323	90	323	53	109	13
4	25	28	22	24	1,6	26	28	35	52	1,5	108	17	352	96	352	56	119	13
5	25	28	22	24	1,6	26	28	45	54	1,5	114	16	352	91	352	58	125	15

1 PSI = 6,895 kPa

4.1.1. Data Perhitungan Entalphi

Dari data-data pada tabel 4.2 dapat diketahui nilai entalpi pada tiap titik yang telah ditetapkan. Perhitungan entalpi menggunakan parameter tekanan dan temperatur dengan menggunakan daur kompresi ideal. Jika temperatur dan tekanan tidak terdapat dalam tabel entalpi, maka perhitungan entalpi dilakukan dengan menggunakan metode analisa numerik yaitu dengan analisa interpolasi ataupun extrapolasi. Perhitungan entalpi untuk hasil uji dapat dilihat pada tabel berikut.

Tabel 4.2.a. Tabel Hasil Perhitungan Entalpi FE-36

No.	Aliran Refrigeran dalam pipa								Entalpi			
	Keluar Evaporator		Masuk Kondensor		Keluar Kondensor		Masuk Evaporator		kJ/kg			
	P1	T1	P2	T2	P3	T3	P4	T4	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄
	kPa	°C	kPa	°C	kPa	°C	kPa	°C				
1	142	12	704	61	704	51	155	7	368,6	402,3	264,8	264,8
2	142	12	914	71	914	60	157	7	370,1	407,1	277,0	277,0
3	154	14	914	70	914	59	174	9	370,1	407,0	275,6	275,6
4	172	17	914	70	914	59	189	12	371,1	407,2	275,6	275,6
5	172	17	961	72	961	61	195	12	371,1	409,5	278,4	274,6
	Vapor		Superheated VApor		Liquid		Liquid +Vapor		Vapor	Superheated VApor	Liquid	Liquid + Vapor

1 PSI = 6,894757 kPa 1BTU/lb = 2,319236 kJ/kg (TDS R-123 DuPont) 1 kJ/kg = 0,43118 BTU/lb

Tabel 4.2.b. Tabel Hasil Perhitungan Entalphi R-22

No.	Aliran Refrigeran dalam pipa								Entalpi			
	Keluar Evaporator		Masuk Kondensor		Keluar Kondensor		Masuk Evaporator		kJ/kg			
	P1	T1	P2	T2	P3	T3	P4	T4	h ₁	h ₂	h ₃	h ₄
	kPa	°C	kPa	°C	kPa	°C	kPa	°C				
1	622	19	2266	106	2266,1	37	676	7	416,7	466,5	245,7	245,7
2	622	18	2033	97	2033,3	49	677	7	412,9	460,7	261,9	261,9
3	745	17	2224	90	2223,9	53	813	13	412,7	456,4	267,5	267,5
4	745	17	2428	96	2427,5	56	817	13	412,8	456,9	271,8	271,8
5	789	16	2428	91	2427,5	58	863	15	410,6	450,3	274,7	274,6
	Vapor		Superheated Vapor		Liquid		Liquid +Vapor		Vapor	Superheated VApor	Liquid	Liquid + Vapor

1 PSI = 6,895 kPa 1BTU/l 2,3192 kJ/kg (TDS R-123 DuPont) 1 kJ/kg = 0,43118 BTU/lb

- Pada titik 1 (keluar evaporator dan masuk kompresor) dengan menggunakan parameter tekanan dan temperatur akan diketahui entalpi 1 (h₁) dengan kondisi refrigeran *superheated*.
- Pada titik 2 (keluar kompresor dan masuk kondensor) dengan menggunakan parameter tekanan dan temperatur akan diketahui entalpi 2 (h₂) dengan kondisi refrigeran *superheated*.
- Pada titik 3 (keluar kondensor) dengan menggunakan parameter tekanan dan temperatur akan diketahui entalpi 3 (h₃) dengan kondisi refrigeran *subcooled*.
- Pada titik 4 (masuk evaporator) karena prosesnya diasumsikan adiabatik (tidak ada kalor yang dipindahkan), isentropik (terjadi pada entalpi konstan), maka h₄= h₃.

4.1.2. Perhitungan Laju Aliran Massa Udara Evaporator (M_{ud. Evap}) dan Beban Evaporator

Perhitungan laju aliran masa udara dan beban pada evaoprator menggunakan rumus 2.43.

Data pengujian FE-36 –Pembebanan I

$$\begin{aligned}
 \text{Laju Aliran Massa Udara Evaporator} &= \rho_{\text{udara}} \times A \times v \\
 &= 1,12 \text{ kg/m}^3 \times (0,4 \times 0,4) \text{ m}^2 \times 1 \text{ m/s} \\
 &= 1,12 \text{ kg/m}^3 \times 0,16 \text{ m}^2 \times 1 \text{ m/s} \\
 &= 0,180 \text{ kg/m.s} \times 1 \text{ m/s} \\
 &= 0,180 \text{ kg/s}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 \text{Beban Evaporator} &= \dot{m}_{\text{ud evap}}(h_{\text{in}} - h_{\text{out}}) \\
 &= 0,180 \text{ kg/s} \times (94,85 - 64,67) \text{ kJ/kg} \\
 &= 0,17 \text{ kg/s} \times 30,18 \text{ kJ/kg} \\
 &= 5,42 \text{ kJ/s (kW)}
 \end{aligned}$$

Dengan metoda yang sama diperoleh data perhitungan laju aliran massa evaporator dan beban evaporator untuk hasil uji fluida R-22.

4.1.3. Perhitungan Laju aliran massa Refrigeran (ṁ_{ref})

R.Bagus Suryasa Majanasastra, "Analisis Kinerja Mesin Pendingin Kompresi Uap Menggunakan FE-36 ..." Jurnal Imiah Teknik Mesin, Vol. 3, No.1 Februari 2015 Universitas Islam 45 Bekasi, <http://ejournal.unismabekasi.ac.id>

Laju aliran massa Refrigeran (\dot{m}_{ref}), dilakukan menggunakan persamaan 2.46.

Data pengujian FE-36 –pembebanan I

$$\begin{aligned}\dot{m}_{refrigeran} &= \frac{Q_{evap}}{h_1 - h_4} \\ \dot{m}_{refrigeran} &= \frac{5,42 \text{ kJ/s}}{368,63 - 264,8} \\ \dot{m}_{refrigeran} &= 0,05 \text{ kg/s}\end{aligned}$$

Dengan metoda yang sama diperoleh data perhitungan Laju aliran massa Refrigeran untuk hasil uji fluida R-22.

4.1.4. Perhitungan Laju Pelepasan Kalor Kondensor (Q_c)

Laju pelepasan kalor kondensor, adalah merupakan proses kondensasi dan dihitung dengan persamaan 2.37.

Data pengujian FE-36 –pembebanan I

$$\begin{aligned}\text{Laju pelepasan kalor kondensor (qc)} &= \dot{m} \text{ kg/s (} h_2 - h_3 \text{) kJ/kg} \\ &= 0,01 \text{ kg/s (266,75 - 84,87) kJ/kg} \\ &= 1,95 \text{ kJ/s (kW)}\end{aligned}$$

Dengan metoda yang sama diperoleh data perhitungan laju pelepasan kalor kondensor untuk hasil uji fluida FE-36. Hasil perhitungan secara detil dapat dilihat pada tabel 4.3

4.1.5. Perhitungan Laju Pelepasan Kalor Evaporator (Q_{out}/Q_e)

Laju pelepasan kalor evaporator, adalah merupakan efek refrigerasi dan dihitung dengan persamaan 2.39.

Data pengujian FE-36 –pembebanan I

$$\begin{aligned}\text{Laju Pelepasan Kalor evaporator (} Q_e \text{)} &= \dot{m} \text{ kg/s (} h_1 - h_4 \text{) kJ/kg} \\ &= 0,04 \text{ kg/s (370,65 - 251,5) kJ/kg} = 0,04 \text{ kg/s (119,1) kJ/kg} \\ &= 4,97 \text{ kJ/s (kW)}\end{aligned}$$

Dengan metoda yang sama diperoleh data perhitungan laju pelepasan kalor evaporator untuk hasil uji fluida R-22.

4.1.6. Laju Pelepasan Kalor Kondensor (Q_{out})

Laju pelepasan kalor evaporator, adalah merupakan efek refrigerasi dan dihitung dengan persamaan 2.35

Data pengujian FE-36 –pembebanan I

$$\begin{aligned}Q_{out} &= \dot{m}_{refri} \cdot (h_2 - h_3) \\ &= 0,05 \text{ kg/s (402,3 - 264,8) kJ/kg} = 0,05 \cdot (137,5) \text{ kJ/s} \\ &= 7,18 \text{ kW}\end{aligned}$$

Dengan metoda yang sama, akan diperoleh data untuk hasil uji fluida R-22.

4.1.7. Analisa Coeffisien of Performance (COP)

Perhitungan *Coeffisien of Performance* dihitung dengan persamaan 2.42.

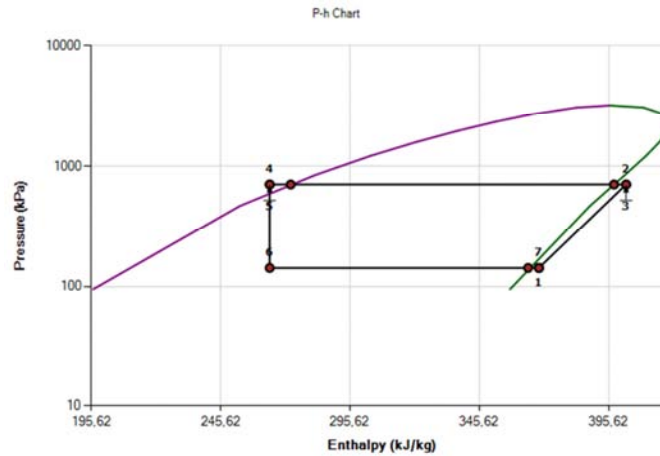
Penghitungan data pengujian FE-36 pembebanan I

Coeffisien of Performance (COP) = efek refrigerasi / kerja kompresi)

$$\begin{aligned}COP &= \frac{(h_1 - h_4)}{(h_2 - h_1)} \\ COP &= \frac{(368,63 - 264,8)}{(402,32 - 368,6)} \\ COP &= 3,08\end{aligned}$$

Simulasi software data pengujian FE-36 pembebanan I

Dari simulasi software GENETRON PROPERTIES 1.1 diperoleh data simulasi COP pendinginan sebesar 3,09.



Gambar 4.1 Grafik P-h simulasi software

Dengan metoda yang sama diperoleh data Coeffisien of Performance (COP) untuk hasil uji fluida R-22. Hasil perhitungan secara lengkap kedua fluida dapat dilihat pada tabel 4.3.

Tabel 4.3.a. Analisa data pengujian refrigeran FE-36

No.	Kecepatan udara	Massa Jenis udara (ρ)	Laju aliran masa UDARA	Entalpi		Beban Evaporator (Q_{evap})	Laju aliran massa Refrigeran (\dot{m}_{refl})	Daya kompresi = $\dot{m}_{\text{refl}} [h_2 - h_1]$	Laju Pelepasan Kalor Kondensor	Laju Pelepasan Kalor Evaporator = $\dot{m}_{\text{refl}} [h_1 - h_4]$	Coeffisien Of Performance (COP)	Coeffisien Of Performance (COP) Software
	[m/s]	[kg/m ³]	[kg/s]	h_{in}	h_{out}	[kJ/s]	[kg/s]	[kJ/s]	[kJ/s]	[kJ/s]		
				[kJ/kg]								
1	1,0	1,12	0,180	94,85	64,67	5,42	0,05	1,76	7,18	5,42	3,08	3,09
2	1,2	1,09	0,210	99,97	61,02	8,18	0,09	3,25	11,43	8,18	2,52	2,36
3	1,5	1,09	0,263	76,48	54,21	5,85	0,06	2,28	8,13	5,85	2,56	2,53
4	1,6	1,09	0,280	76,48	54,21	6,24	0,06	2,48	8,47	6,24	2,52	2,75
5	1,6	1,09	0,280	76,48	54,21	6,24	0,07	2,35	8,59	6,24	2,65	2,60

Tabel 4.3.b. Analisa data pengujian refrigeran R-22

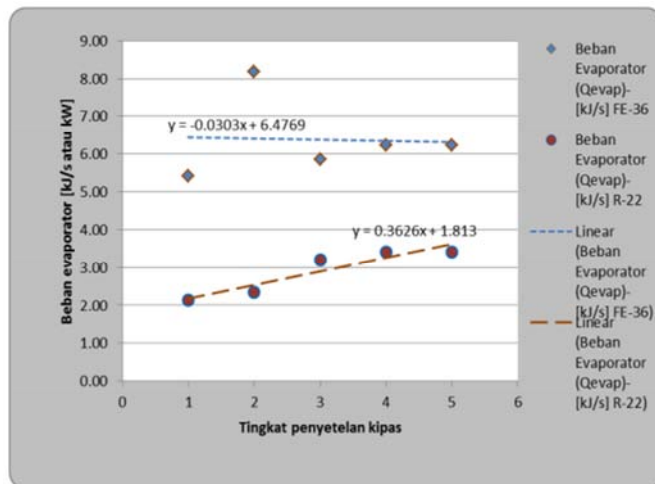
No.	Kecepatan udara	Massa Jenis udara (ρ)	Laju aliran massa udara	Entalpi		Beban Evaporator	Laju aliran massa Refrigeran (\dot{m}_{refl})	Daya kompresi = $\dot{m}_{refl} [h_2-h_1]$	Laju Pelepasan Kalor Kondensor = $\dot{m}_{refl} [h_2-h_3]$	Laju Pelepasan Kalor Evaporator = $\dot{m}_{refl} [h_1-h_4]$	Coefisien Of Performance (COP)	Coefisien Of Performance (COP) - (software)
	h_{in}	h_{out}										
	[m/s]	[kg/m ³]	[kg/s]	[kJ/kg]	[kJ/s]							
1	1,0	1,1	0,181	76,48	64,67	2,13	0,01	0,62	2,75	2,13	3,43	3,46
2	1,1	1,1	0,199	76,48	61,02	3,07	0,02	0,97	4,04	3,07	3,16	3,43
3	1,5	1,1	0,271	76,48	61,02	4,19	0,03	1,26	5,45	4,19	3,33	3,66
4	1,6	1,1	0,289	76,48	61,02	4,47	0,03	1,40	5,87	4,47	3,20	3,28
5	1,6	1,1	0,289	76,48	61,02	4,47	0,03	1,30	5,77	4,47	3,43	3,41

4.2. Analisis Grafik Hasil Pengujian

4.2.1. Perbandingan Beban Evaporator

Tabel 4.4 Perbandingan beban evaporator

Tingkat penyetelan kipas pendingin	Beban Evaporator (Q_{evap})- [kJ/s]	
	FE-36	R-22
1	5.42	2.133
2	8.18	2.346
3	5.85	3.199
4	6.24	3.413
5	6.24	3.413



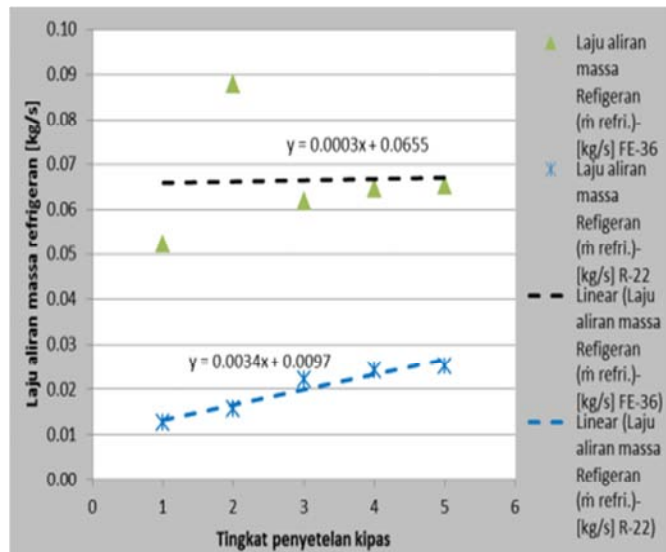
Gambar 4.2. Grafik Perbandingan beban evaporator

Pada penyetelan kipas, semakin besar nilainya maka semakin cepat putaran / rpm dari kipas. Pada gambar 4.1 terlihat bahwa beban evaporator dengan menggunakan fluida Fe-36 akan semakin turun jika kecepatan putaran kipas dinaikan dan kondisi ini berbanding terbalik dengan refrigerant R-22. Hal ini terjadi karena selisih entalpi pada saluran masuk dan keluar evaporator dengan menggunakan fluida FE-36 lebih tinggi jika dibandingkan dengan refrigeran R-22. Besarnya selisih temperatur pada saluran masuk terhadap saluran keluar evaporator berbanding lurus terhadap besarnya selisih entalpi ($dT \sim dh$).

4.2.2. Perbandingan Laju Aliran Massa Fluida

Tabel 4.5 Perbandingan laju aliran massa fluida

Tingkat penyetelan kipas pendingin	Laju aliran massa Refrigeran ($\dot{m}_{\text{refri.}}$)-[kg/s]	
	FE-36	R-22
1	0.05	0.012
2	0.09	0.016
3	0.06	0.022
4	0.06	0.024
5	0.07	0.025



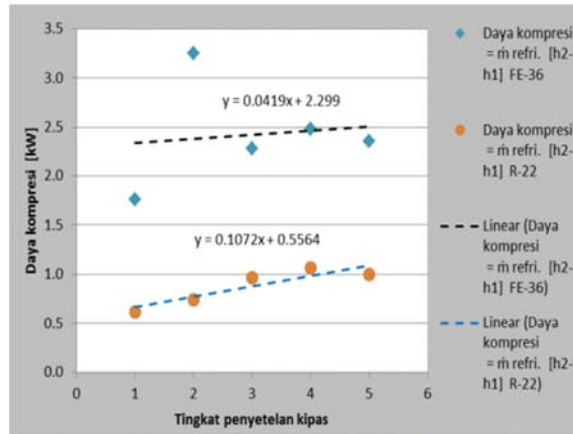
Gambar 4.3 Grafik Perbandingan laju aliran massa fluida

Pada gambar 4.2 terlihat bahwa aliran massa dengan menggunakan fluida Fe-36 semakin besar jika dibandingkan dengan menggunakan refrigeran R-22. Hal ini terjadi karena selisih entalpi di titik h_1 terhadap h_4 lebih rendah jika menggunakan fluida FE-36.

4.2.3. Perbandingan Daya Kompresi / Efek refrigrasi

Tabel 4.6 Perbandingan daya kompresi FE-36 dan R-22

Tingkat penyetelan kipas pendingin	Daya kompresi $= \dot{m}_{refri.} [h_2 - h_1]$	
	FE-36	R-22
1	1.8	0.6
2	3.2	0.7
3	2.3	1.0
4	2.5	1.1
5	2.4	1.0



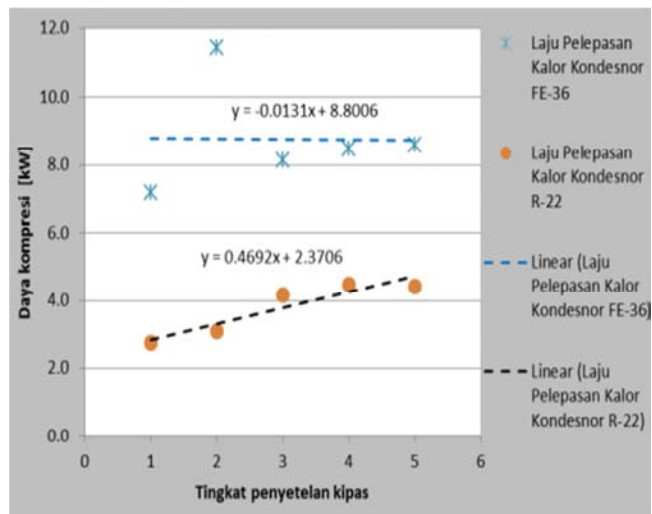
Gambar 4.4 Grafik perbandingan daya kompresi dengan fluida FE-36 dan R-22

Pada gambar 4.3 terlihat bahwa daya yang diperlukan untuk proses kompresi FE-36 dari h_1 ke h_2 terlihat lebih tinggi jika dibandingkan dengan refrigerant R-22. Besarnya daya kompresi yang diperlukan berbanding terbalik dengan koefisien prestasi mesin (COP). Untuk menaikkan menurunkan daya kompresi maka diperlukan kapasitas kipas pada kondensor sehingga proses kondensasi di kondensor berjalan lebih cepat. Proses kondensasi pada kondensor yang berjalan maksimal, akan menurunkan temperatur (T_2) sehingga tekanan yang diperlukan untuk mentransfer fluida masuk ke kondensor bisa lebih kecil. Penurunan tekanan dan temperatur akan menurunkan entalpi pada titik 2 (h_2).

4.2.4. Perbandingan Laju Pelepasan Kalor Kondensor

Tabel 4.7 Perbandingan laju pelepasan kalor kondensor FE-36 dan R-22

Tingkat penyetelan kipas pendingin	Laju Pelepasan Kalor Kondensor	
	FE-36	R-22
1	5.4	2.1
2	8.2	2.3
3	5.8	3.2
4	6.2	3.4
5	6.2	3.4



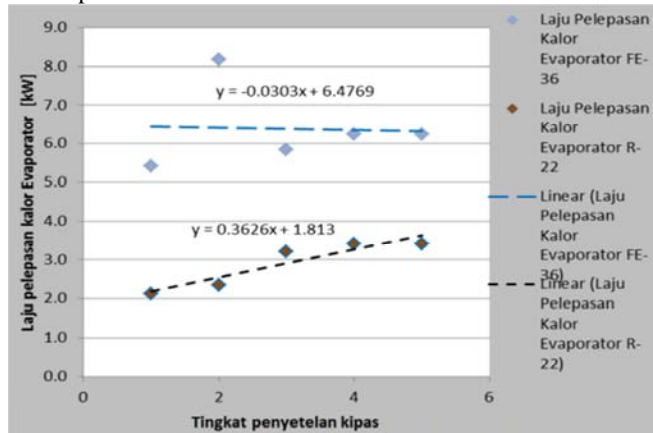
Gambar 4.5 Grafik perbandingan laju pelepasan kalor pada kondensor dengan fluida FE-36 dan R-22

Pada gambar 4.4 terlihat bahwa laju pelepasan kalor pada kondensor dengan FE-36 lebih besar dengan kecenderungan konstan dari pada dengan menggunakan R-22. Kondisi ini menggambarkan bahwa proses kondensasi sudah sesuai dengan yang diharapkan meskipun masih perlu ditingkatkan yaitu dengan menambah rpm kipas untuk mempercepat proses kondensasi.

4.2.5. Laju Pelepasan Kalor Evaporator

Tabel 4.8 Perbandingan laju pelepasan kalor pada evaporator FE-36 dan R-22

Tingkat penyetelan kipas pendingin	Laju Pelepasan Kalor Evaporator	
	FE-36	R-22
1	5.4	2.1
2	8.2	2.3
3	5.8	3.2
4	6.2	3.4
5	6.2	3.4



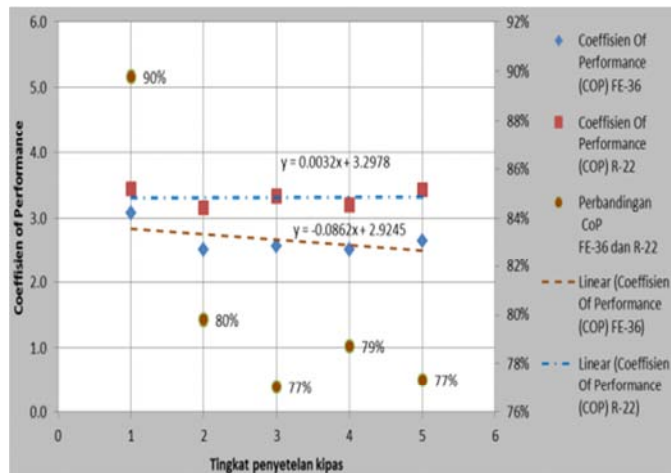
Gambar 4.6 Grafik perbandingan laju pelepasan kalor pada evaporator dengan fluida FE-36 dan R-22

Pada gambar 4.6 terlihat bahwa besarnya laju pelepasan kalor pada evaporator sama dengan beban evaporator itu sendiri dan sudah dibahas pada bagian 4.2.1.

4.2.6. Perbandingan Nilai Prestasi Mesin (Coefficient of Performance)

Tabel 4.9 Perbandingan COP FE-36 & R-22

Tingkat penyetelan kipas pendingin	Coeffisien Of Performance (COP)		Perbandingan CoP FE-36 dan R-22
	FE-36	R-22	
1	3.1	3.4	90%
2	2.5	3.2	80%
3	2.6	3.3	77%
4	2.5	3.2	79%
5	2.7	3.4	77%



Gambar 4.7 Grafik perbandingan COP fluida FE-36 dan R-22

Pada gambar 4.6 terlihat bahwa besarnya nilai COP fluida FE-36 berada pada rentang 2.5 - 3.1 sedangkan untuk R-22 berada pada rentang 3.2 - 3.4. Jika COP FE- 36 dirata-ratakan, maka rata-rata prosentasinya sudah mencapai. 81 % dari nilai COP R-22. Pencapaian 81 % dikarenakan kompresor yang digunakan untuk pengujian ini didesain khusus untuk refrigeran R-22.

5. Simpulan Dan Saran

5.1. Simpulan

Dari penelitian ini diperoleh kesimpulan sebagai berikut:

- 1) Nilai COP terbesar F-36 adalah 3,1. Dengan kondisi yang sama hal ini merupakan 90% dari COP R-22.

- 2) Nilai COP terendah F-36 adalah 2,5. Dengan kondisi yang sama hal ini merupakan 80% dari COP R-22.
- 3) Nilai prosentase terendah adalah 77%. Lebih besar dari yang ditetapkan, minimal 75% dari COP R-22.
- 4) FE-36 layak digunakan sebagai refrigeran alternatif.

5.2. Saran

- 1) Nilai COP masih bisa ditingkatkan dengan menambahkan/mempercepat putaran/rpm kipas pada kondensor sehingga proses kondensasi berjalan lebih maksimal.
- 2) Perlu diuji kembali dengan menggunakan kompresor khusus FE-36.
- 3) Untuk mempermudah simulasi dengan software, perlu dilakukan pengujian kembali dengan menambah titik pengukuran temperatur di dalam evaporator dan kondensor.

DAFTAR PUSTAKA

- Berman, ET. *Modul PLPG Teknik Pendingin*. Jakarta:PLPG, 2013.
- Du Pont. *Material Safety Data Sheets R-22*.
- Du Pont. *Material Safety Data Sheets FE-36*.
- DuPont. *Tehnnical Data Sheet Fe-36*
- DuPont. *Tehnnical Data Sheet R-22*
- Global Ozone Reserarch and Monitoring Project-Report No.52. *Scientific Assesment of Ozzone Depletion*. New York:World Meteorological Organization, 2010.
- Holman, JP. *Perpindahan Panas*. Jakarta:Erlangga,1998.
- Moran, M.J dan Shapiro HN. *Termodinamika Teknik*. Jakarta:Erlangga, 2004
- SNI 03-6390-2000. *Konservasi Energi Sistem Tata Udara pada Bangunan Gedung*. Jakarta: BSN, 2000.
- Stoecker, WF. *Refrigersi dan Pengkondisian Udara*. Jakarta:Erlangga, 2005
- Wang, SK. *Handbook Of Air Conditioning And Refrigeration*. New York:McGraw-Hill, 2000.
- Wang, S.K. and Z. Lavan. *Air-Conditioning and Refrigeration Mechanical Engineering Handbook*. Boca Raton: CRC Press LLC, 1999
- <http://id.wikipedia.org/wiki/Rancangan.percobaan>. (29 Oktober 2013).